

A4

Intake valve control device of internal combustion engine

Patent number: DE10142257
Publication date: 2002-04-25
Inventor: SHINICHI TAKEMURA (JP); SHUNICHI AOYAMA (JP);
 TSUNEYASU NOHARA (JP)
Applicant: NISSAN MOTOR (JP)
Classification:
 - international: F02D13/02; F01L1/344
 - european: F01L1/344E; F01L13/00D2; F01L13/00D2E
Application number: DE20011042257 20010829
Priority number(s): JP20000262110 20000831

Also published as:



US6550436 (B2)
 US2002023603 (A1)
 JP2002070596 (A)

Abstract not available for DE10142257

Abstract of corresponding document: **US2002023603**

An internal combustion engine has an intake valve control device for controlling at least intake valves. The control device comprises a first mechanism which varies a working angle of the intake valve; a second mechanism which varies an operation phase of the intake valve; and a control unit which controls both the first and second mechanisms in accordance with an operation condition of the engine. The control unit is configured to carry out controlling variation in the open timing of the intake valve effected by the first mechanism to be larger than variation in the open timing of the intake valve effected by the second mechanism

Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide



(19) BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT

(12) **Offenlegungsschrift**
(10) **DE 101 42 257 A 1**

(51) Int. Cl.⁷:
F 02 D 13/02
F 01 L 1/344

(21) Aktenzeichen: 101 42 257.1
(22) Anmeldetag: 29. 8. 2001
(43) Offenlegungstag: 25. 4. 2002

P03ATS009DE

DE 101 42 257 A 1

(30) Unionspriorität:
2000-262110 31. 08. 2000 JP
(71) Anmelder:
Nissan Motor Co., Ltd., Yokohama, Kanagawa, JP
(74) Vertreter:
Grünecker, Kinkeldey, Stockmair & Schwanhäusser,
80538 München

(72) Erfinder:
Tsuneyasu, Nohara, Fujisawa, Kanagawa, JP;
Shinichi, Takemura, Yokohama, Kanagawa, JP;
Shunichi, Aoyama, Yokohama, Kanagawa, JP

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

(54) Steuervorrichtung für ein Einlassventil einer Brennkraftmaschine

(57) Eine Brennkraftmaschine weist eine Steuervorrichtung für ein Einlaßventil, die zumindest die Einlaßventile steuert, auf. Die Steuervorrichtung umfaßt einen ersten Mechanismus, der einen Arbeitswinkel des Einlaßventils variiert, einen zweiten Mechanismus, der eine Betriebsphase des Einlaßventils variiert, und eine Steuereinheit, die den ersten und den zweiten Mechanismus gemäß einem Betriebszustand der Brennkraftmaschine steuert. Die Steuereinheit ist so konfiguriert, daß sie eine Steuerung in der Weise durchführt, daß eine gesteuerte Variation in der Öffnungszeit des Einlaßventils, die durch den ersten Mechanismus bewirkt wird, größer ist als eine Variation der Öffnungszeit des Einlaßventils, die durch den zweiten Mechanismus bewirkt wird.

DE 101 42 257 A 1

Beschreibung

HINTERGRUND DER ERFINDUNG

GEBIET DER ERFINDUNG

[0001] Die vorliegende Erfindung bezieht sich allgemein auf eine Steuervorrichtung für das Steuern einer Brennkraftmaschine, und insbesondere auf eine Steuervorrichtung für ein Einlaßventil von Brennkraftmaschinen, das einen Arbeitswinkelvariationsmechanismus für das Variieren des Arbeitswinkels eines Einlaßventils und einen Betriebsphasenvariationsmechanismus für das Variieren einer Betriebsphase des Einlaßventils umfaßt.

BESCHREIBUNG DES STANDES DER TECHNIK

[0002] Bisher wurden auf dem Gebiet der Brennkraftmaschinen verschiedene Typen von Steuervorrichtungen für Einlaßventile vorgeschlagen und in die Praxis umgesetzt. Ein solcher Typ ist in der Betriebsanleitung eines Toyota-Fahrzeugs (Celica), die im September 1999 von Toyota Jidosha Kabushiki Kaisha herausgegeben wurden, gezeigt, wobei diese Veröffentlichung einen Arbeitswinkelvariationsmechanismus, der den Arbeitswinkel jedes Einlaßventils durch das Schalten von Nocken mit hoher und niedriger Geschwindigkeit gemäß einem Hydraulikdruck, der von einer Ölpumpe, die durch die Kurbelwelle angetrieben wird, abgeleitet wird, variiert, und einen Betriebsphasenvariationsmechanismus, der die Betriebsphase des Einlaßventils durch das Ändern einer relativen Winkelposition zwischen einer Nockenscheibe (Rotationselement), die synchron mit der Kurbelwelle gedreht wird, und einer Nockenwelle eines Einlaßventils variiert, umfaßt.

[0003] Es sei nun angemerkt, daß der Ausdruck "Arbeitswinkel", der in der Beschreibung verwendet wird, der offenen Zeitdauer des entsprechenden Ventils oder der Ventile entspricht und durch einen Winkelbereich (nämlich einen Kurbelwinkel) der Kurbelwelle des Motors dargestellt wird, und daß der Ausdruck "Betriebsphase", wie er in der Beschreibung verwendet wird, der Betriebszeitsteuerung des entsprechenden Ventils oder der Ventile in Bezug auf die Kurbelwelle des Motors entspricht.

ZUSAMMENFASSUNG DER ERFINDUNG

[0004] Im allgemeinen wird im mittleren Lastbetriebsbereich des Motors eine Verbesserung beim Kraftstoffverbrauch und bei der Abgasfunktion durch das Bereitstellen einer ausreichenden Ventilüberschneidung zwischen den Einlaß- und Auslaßventilen erzielt. Mit dieser ausreichenden Ventilüberschneidung wird die interne AGR (Abgasrückführung) erhöht, und ein Pumpverlust wird reduziert. Währenddessen sollte in einem Betriebsbereich des Motors mit sehr niedriger Geschwindigkeit (oder sehr niedriger Last), wie in einem Bereich der auftritt, wenn sich der Motor im Leerlauf befindet, die Ventilüberschneidung reduziert werden, um das Restgas zu minimieren, um eine stabile Verbrennung im Motor zu erreichen. Somit ist es im Fall einer rapiden Verlangsamung der Motorgeschwindigkeit vom mittleren Lastbetriebsbereich zum sehr niedrigen Lastbetriebsbereich unbedingt notwendig, die Ventilüberschneidung schnell zu reduzieren. In bekannten Steuervorrichtungen für ein Einlaßventil, wie der oben erwähnten Steuervorrichtung, ist es jedoch, wenn, wie im Betriebsbereich des Motors bei niedriger Geschwindigkeit, der Hydraulikdruck, der von der Ölpumpe geliefert wird, niedrig ist, schwierig, den Arbeitswinkel durch den Arbeitswinkelvariationsme-

chanismus schnell zu schalten. Somit kann unter Beachtung der rapiden Verlangsamung der Motorgeschwindigkeit, die bei einem scharfen Bremsen des zugehörigen Motorfahrzeugs auftritt, die Ventilüberschneidung nicht so erhöht werden.

[0005] Somit besteht eine Aufgabe der vorliegenden Erfindung darin, eine Steuervorrichtung für ein Einlaßventil einer Brennkraftmaschine bereit zu stellen, die die Ventilüberschneidung sicher und schnell reduzieren kann, wenn die Motorgeschwindigkeit schnell vermindert wird.

[0006] Eine andere Aufgabe der vorliegenden Erfindung besteht darin, eine Steuervorrichtung für ein Einlaßventil einer Brennkraftmaschine bereit zu stellen, das in einem vorgegeben Betriebsbereich eine zufriedenstellende Ventilüberschneidung, die eine hohe Ansprechempfindlichkeit aufweist, liefern kann.

[0007] Gemäß einem ersten Aspekt der vorliegenden Erfindung wird eine Steuervorrichtung für ein Einlaßventil einer Brennkraftmaschine, die Einlaß- und Auslaßventile umfaßt, bereit gestellt. Die Steuervorrichtung umfaßt einen ersten Mechanismus, der einen Arbeitswinkel des Einlaßventils variiert, einen zweiten Mechanismus, der eine Betriebsphase des Einlaßventils variiert, und eine Steuereinheit, die die ersten und zweiten Mechanismen gemäß einem Betriebszustand des Motors steuert, wobei die Steuereinheit so konfiguriert ist, daß sie die Steuerung der Variation der Öffnungszeit des Einlaßventils, die durch den ersten Mechanismus bewirkt wird, so ausbildet, daß sie größer ist als die Variation der Öffnungszeit des Einlaßventils, die durch den zweiten Mechanismus bewirkt wird.

[0008] Gemäß einem zweiten Aspekt der vorliegenden Erfindung wird ein Verfahren zur Steuerung einer Brennkraftmaschine, die Einlaß- und Auslaßventile, einen ersten Mechanismus, der einen Arbeitswinkel des Einlaßventils variiert, und einen zweiten Mechanismus, der eine Betriebsphase des Einlaßventils variiert, umfaßt, bereit gestellt. Das Verfahren umfaßt die Steuerung der Variation in der Öffnungszeit des Einlaßventils, die durch den ersten Mechanismus bewirkt wird, so daß diese größer als die Variation der Öffnungszeit des Einlaßventils, die durch den zweiten Mechanismus bewirkt wird, ist.

KURZE BESCHREIBUNG DER ZEICHNUNGEN

[0009] Fig. 1 ist eine perspektivische Ansicht einer Steuervorrichtung für ein Einlaßventil einer Brennkraftmaschine gemäß einer Ausführungsform der vorliegenden Erfindung;

[0010] Fig. 2 ist eine Schnittansicht der erfindungsgemäßen Steuervorrichtung für das Einlaßventil, die einen Teil zeigt, bei dem ein Arbeitswinkelvariationsmechanismus angeordnet ist;

[0011] Fig. 3 ist eine schematische Ansicht eines Arbeitswinkelvariationsmechanismus der erfindungsgemäßen Steuervorrichtung für das Einlaßventil, wobei diese in Richtung des Pfeils "III" der Fig. 1 gesehen wird;

[0012] Fig. 4 ist ein Diagramm, das eine hydraulische Betätigungsvorrichtung und ein Magnetventil, die für das Steuern des Arbeitswinkelvariationsmechanismus verwendet werden, zeigt;

[0013] Fig. 5 ist eine Explosionsdarstellung eines Betriebsphasenvariationsmechanismus, der in der erfindungsgemäßen Steuervorrichtung für das Einlaßventil verwendet wird;

[0014] Fig. 6 ist eine Schnittansicht des Betriebsphasenvariationsmechanismus in zusammengebauten Zustand;

[0015] Fig. 7 ist eine Schnittansicht eines wesentlichen Teils des Betriebsphasenvariationsmechanismus;

[0016] Fig. 8 ist eine Teilansicht, die einen nicht verriegel-

ten Zustand des Betriebsphasenvariationsmechanismus zeigt;

[0017] Fig. 9 ist eine Ansicht ähnlich wie Fig. 8, wobei sie aber einen verriegelten Zustand der Betriebsphasenvariationsvorrichtung zeigt; und

[0018] Fig. 10A, 10B und 10C sind Darstellungen, die verschiedene Zustände der erfindungsgemäßen Steuervorrichtung für das Einlaßventil zeigen.

DETAILLIERTE BESCHREIBUNG DER AUSFÜHRUNGSFORM

[0019] Nachfolgend wird eine Ausführungsform der vorliegenden Erfindung im Detail unter Bezug auf die begleitenden Zeichnungen beschrieben. Für ein leichteres Verständnis werden verschiedene Richtungsbezeichnungen, wie rechts, links, nach oben, nach unten, nach rechts etc. in der Beschreibung verwendet. Solche Bezeichnungen sollen nur in Bezug auf eine Zeichnung oder Zeichnungen, in denen das entsprechende Element oder Teil dargestellt wird, verstanden werden.

[0020] Wie aus der Beschreibung deutlich werden wird, ist eine erfindungsgemäße Steuervorrichtung für ein Einlaßventil so erläutert, daß sie bei einer Brennkraftmaschine angewandt wird, die Zylinder aufweist, von denen jeder zwei Einlaßventile und zwei Auslaßventile aufweist, und für eine einfachere Erläuterung ist die folgende Beschreibung nur auf einen Teil der Steuervorrichtung, die mit einem der Zylinder des Motors verbunden ist, gerichtet.

[0021] Betrachtet man die Fig. 1 bis 3 und insbesondere die Fig. 1, so ist dort eine Steuervorrichtung für das Einlaßventil einer Brennkraftmaschine gemäß einer Ausführungsform der vorliegenden Erfindung dargestellt.

[0022] Wie man aus Fig. 1 sieht, umfaßt die Steuervorrichtung für das Einlaßventil allgemein einen Arbeitswinkelvariationsmechanismus 1 (oder ersten Mechanismus), der einen Arbeitswinkel (und einen Grad des Ventilhubes) eines Paares von Einlaßventilen 12 jedes Zylinders variiert, und einen Betriebsphasenvariationsmechanismus 2 (oder zweiten Mechanismus), der die Betriebsphase der Einlaßventile 12 variiert.

[0023] Wie nachfolgend im Detail beschrieben werden wird, ist im Arbeitswinkelvariationsmechanismus 1 ein Verbindungsmechanismus angeordnet, durch den eine Antriebswelle 13, die durch eine (nicht gezeigte) Kurbelwelle einer zugehörigen Brennkraftmaschine durch den Betrieb eines Phasenvariationsmechanismus 2 angetrieben wird, und zwei Schwenknocken 20, die Ventilheber 19 der Einlaßventile 12 betätigen, um eine öffnende/schließende Bewegung der Einlaßventile 12 gegen (nicht gezeigte) Ventilefedern zu machen, sind mechanisch verbunden, um kontinuierlich den Arbeitswinkel (und den Grad des Ventilhubes) der Einlaßventile 12 zu variieren, während sie den zentralen Punkt des Arbeitswinkels konstant halten. Es sei angemerkt, daß sich die Antriebswelle 13 in einer Richtung, entlang derer die Zylinder des Motors ausgerichtet sind, erstreckt.

[0024] Das heißt, der Arbeitswinkelvariationsmechanismus 1 umfaßt einen exzentrischen Nocken 15, der exzentrisch an der Antriebswelle 13 befestigt ist, eine ringartige Verbindung 25, die drehbar auf dem exzentrischen Nocken 15 angeordnet ist, eine Steuerwelle 16, die sich parallel zur Antriebswelle 13 erstreckt, eine Steuernocke 17, die exzentrisch an der Steuerwelle 16 befestigt ist, einen Ventilkipphebel 18, der drehbar auf dem Steuernocken 17 angeordnet ist und der ein Ende 18b (siehe Fig. 2), das drehbar durch einen Verbindungsstift 21 mit einem führenden Ende 25b der ringartigen Verbindung 25 verbunden ist, aufweist, und eine stabförmige Verbindung 26, durch die das andere Ende 18c

des Ventilkipphebels 18 und einer der Schwenknocken 20 verbunden sind.

[0025] Wie man aus Fig. 2 sieht, ist die Mitte "X" des exzentrischen Nockens 15 gegenüber dem Zentrum "Y" der Antriebswelle 13 um einen vorbestimmten Grad versetzt, und das Zentrum "P1" des Steuernockens 17 ist gegenüber dem Zentrum "P2" der Steuerwelle 16 um einen vorbestimmten Grad versetzt. Wie man aus den Fig. 2 und 3 sieht, werden ein Lagerzapfen 20b des Schwenknockens 20, der drehbar um die Antriebswelle 13 angeordnet ist, und ein Lagerzapfen der Steuerwelle 16 drehbar durch ein Paar Klammern 14a und 14b, die an einem Zylinderkopf 11 des Motors durch gewöhnliche Bolzen 14c befestigt sind, gehalten.

[0026] Wie man aus Fig. 1 sieht, ist die stabförmige Verbindung 26 so angeordnet, daß sie sich im Großen und Ganzen entlang einer Achse des entsprechenden Einlaßventils 12 erstreckt. Wie man aus Fig. 2 sieht, ist ein Ende 26a der stabförmigen Verbindung 26 drehbar mit dem anderen Ende 18c des Ventilkipphebels 18 durch einen Verbindungsstift 28 verbunden.

[0027] Wenn mit der oben erwähnten Anordnung die Antriebswelle 13 durch die Drehung der Kurbelwelle gedreht wird, so wird die ringartige Verbindung 25 gezwungen, eine Translationsbewegung durch die exzentrische Nocke 15 zu machen, und somit wird der Schwenknocken 20 gezwungen, den Ventilkipphebel 18 und die stabförmige Verbindung 26 zu schwenken, was dazu führt, daß die Einlaßventile 12 gezwungen werden, eine öffnende/schließende Bewegung gegen die Kraft der (nicht gezeigten) Ventilefedern auszuführen.

[0028] Wenn die Steuerwelle 16 innerhalb eines vorgegebenen Winkelbereichs durch eine später erwähnte Stellglied 30 bewegt wird, wird das Zentrum "P1" des Steuernockens 17, das als Rotationszentrum des Ventilkipphebels 18 dient, gezwungen, sich um das Zentrum "P2" der Steuerwelle 16 zu bewegen. Mit dieser Bewegung werden eine Verbindungseinheit, die die ringartige Verbindung 25 einschließt, der Ventilkipphebel 18 und die stabförmige Verbindung 26 gezwungen, ihre Position zu ändern, und somit werden der Arbeitswinkel und der Grad des Ventilhubes der Einlaßventile 12 kontinuierlich variiert, während ihre Betriebsphase konstant gehalten wird.

[0029] Im oben erwähnten Arbeitswinkelvariationsmechanismus 1 ist die Schwenknocke 20, die das Einlaßventil 12 betätigt, drehbar um die Antriebswelle 13 angeordnet, wobei diese zusammen mit der Kurbelwelle des Motors gedreht wird. Somit wird eine unerwünschte Verlagerung des Zentrums der Schwenknocke 20 relativ zur Antriebswelle 13 unterdrückt, und somit wird die Steuerbarkeit verbessert. Da die Schwenknocke 20 durch die Antriebswelle 13 abgestützt wird, besteht keine Notwendigkeit, eine getrennte Stützwellen für die Schwenknocke 20 vorzusehen. Somit ergeben sich im Hinblick auf die Anzahl der verwendeten Teile und den Montageaum Vorteile. Weiterhin erhält man, da die Verbindungsteile der Teile in Form eines sogenannten Oberflächen-Oberflächen-Kontakts hergestellt werden, eine passende Abnutzfestigkeit.

[0030] Betrachtet man Fig. 4, so ist ein dort ein Stellglied 30 gezeigt, das die Steuerwelle 16 innerhalb eines vorbestimmten Winkelbereichs dreht. Das Stellglied 30 umfaßt einen Zylinder 39, dessen Inneres in erste und zweite Hydraulikkammern 33 und 34 durch das Vorsehen eines Kolbenpaßteils 32a eines Kolbens 32 aufgeteilt ist. Somit wird gemäß einer Druckdifferenz, die zwischen den ersten und zweiten Hydraulikkammern 33 und 34 auftritt, der Kolben gezwungen, sich in einer Vorwärts- und Rückwärtsrichtung zu bewegen. Ein Stangenteil des Kolbens 32 weist ein füh-

rendes Ende, das der offenen Luft ausgesetzt ist, auf. Das führende Ende der Kolbenstange weist einen daran befestigten Stift 32b auf. Wie gezeigt ist, so erstreckt sich die Kolbenstange rechtwinklig zu einer Achse der Steuerwelle 16. Eine Verbindungsplatte 16a ist an einem Ende der Steuerwelle 16 angeordnet, so daß sie sich mit ihr um die Achse der Steuerwelle 16 dreht. Die Verbindungsplatte 16a ist mit einem radial sich erstreckenden Schlitz 16b ausgebildet, in den der Stift 32b der Kolbenstange gleitend eingreift. Somit wird gemäß der Vor- und Zurückbewegung des Kolbens 32 die Steuerwelle 16 in einem vorbestimmten Winkelbereich um ihre Achse bewegt.

[0031] Eine Ölversorgung zu den ersten und zweiten Hydraulikkammern 33 und 34 wird gemäß der Position einer Spule 35 eines Magnetventils 31 geschaltet. Das Magnetventil 31 wird in An/Aus-Weise (nämlich einer Schaltsteuerung) durch ein Steuersignal, das von einer Motorsteuereinheit 3 ausgegeben wird, gesteuert. Die Steuereinheit 3 umfaßt einen Mikrocomputer, der allgemein eine CPU, ein RAM, ROM und Eingabe- und Ausgabeschnittstellen umfaßt. Das heißt, durch das Variieren des Schaltverhältnisses des Steuersignals in Übereinstimmung mit dem Betriebszustand des Motors wird die Position der Spule 35 geändert.

[0032] Das heißt, wenn, wie das in der Zeichnung gezeigt ist, die Spule 35 die am weitesten rechts liegende Position annimmt, wird eine erste Hydraulikleitung 36, die mit der ersten Hydraulikkammer 33 verbunden ist, mit einer Ölpumpe 9 verbunden, um somit die erste Hydraulikkammer 33 mit einem Hydraulikdruck zu versorgen, und zur gleichen Zeit wird eine zweite Hydraulikleitung 37, die mit der zweiten Hydraulikkammer 34 verbunden ist, mit einer Ableitung 38 verbunden, um somit das Öl aus der zweiten Hydraulikleitung 34 abzuführen. Somit wird der Kolben 32 des Stellglieds 30 in der Zeichnung nach links verschoben.

[0033] Wenn die Spule 35 dagegen eine am weitesten links liegende Position in der Zeichnung annimmt, so wird die erste Hydraulikleitung 36 mit der Ableitung 38 verbunden, um das Öl aus der ersten Hydraulikkammer 33 abzuführen, und zur selben Zeit wird die zweite Hydraulikleitung 37 mit der Ölpumpe 9 verbunden, um die zweite Hydraulikkammer 34 mit einem Hydraulikdruck zu versorgen. Somit wird der Kolben 32 in der Zeichnung nach rechts verschoben.

[0034] Wenn die Spule 35 sich in einer mittleren Position befindet, sind die erste und die zweite Hydraulikleitung 36 und 37 durch die Spule 35 geschlossen, und somit wird der Hydraulikdruck in den ersten und zweiten Hydraulikkammern 33 und 34 gehalten oder verriegelt, um somit den Kolben 32 in einer entsprechenden mittleren Position zu halten.

[0035] Wie bis hierher beschrieben wurde, wird der Kolben 32 des Stellglieds 30 zu einer gewünschten Position bewegt oder dort gehalten, und somit kann der Arbeitswinkel der Einlaßventile 12 auf einen gewünschten Winkel innerhalb eines vorbestimmten Winkelbereichs gesteuert werden.

[0036] Es sei angemerkt, daß die Motorsteuereinheit 3 den Arbeitswinkelvariationsmechanismus 1 und den Betriebsphasenvariationsmechanismus 2 in Übereinstimmung mit einer Motorgeschwindigkeit, einer Motorlast, einer Temperatur des Kühlwassers des Motors und einer Fahrzeuggeschwindigkeit steuert. Zusätzlich zu dieser Steuerung führt die Motorsteuereinheit 3 eine Zündzeitpunktsteuerung, eine Kraftstoffzufuhrsteuerung, eine Übergangskorrektursteuerung und eine Sicherheitssteuerung durch.

[0037] Nachfolgend wird der Betriebsphasenvariationsmechanismus 2 unter Bezug auf die Fig. 5 bis 9 und die Fig. 1 beschrieben.

[0038] Wie aus der Beschreibung deutlich werden wird, wirkt der Betriebsphasenvariationsmechanismus 2, um eine

relative Winkelposition zwischen der Antriebswelle 13 und einer Zeitsteuerscheibe 40, die drehbar auf der Antriebswelle 13 angeordnet ist und synchron mit der Kurbelwelle des Motors gedreht wird, zu variieren, so daß die Betriebsphasen der Einlaßventile 12 variiert werden, während der Arbeitswinkel und der Grad des Ventilhubes der Einlaßventile 12 konstant gehalten wird.

[0039] Das heißt, der Betriebsphasenvariationsmechanismus 2 umfaßt, wie man aus den Fig. 1, 5 und 6 sieht, im allgemeinen die Zeitsteuerscheibe 40, die am axialen Ende der Antriebswelle 13 befestigt ist, eine Flügeleinheit 41, die drehbar in der Zeitsteuerscheibe 40 installiert ist, und eine Hydraulikschaltungsstruktur, die ausgebildet ist, um die Flügeleinheit 41 hydraulisch in beide Richtungen zu drehen.

[0040] Wie man aus Fig. 5 sieht, umfaßt die Zeitsteuerscheibe 40 allgemein ein Rotorelement 42, das ein äußeres Zahnrad 42a aufweist, das sich im Eingriff mit den Zähnen einer (nicht gezeigten) Steuerkette befindet, ein zylindrisches Gehäuse 43, das vor dem Rotorelement 42 angeordnet ist, und im Innern drehbar die Flügeleinheit 41 anordnet, eine kreisförmige vordere Abdeckung 44, die ein vorderes offenes Ende des Gehäuses 43 abdeckt, eine kreisförmige hintere Abdeckung 45, die zwischen dem Gehäuse 43 und dem Rotorelement 42 angeordnet ist und ein hinteres offenes Ende des Gehäuses 43 abdeckt, und eine Vielzahl von Bolzen 46 (siehe Fig. 6), die koaxial das Gehäuse 43, die vordere Abdeckung 44 und die hintere Abdeckung 45 als Einheit verbinden.

[0041] Wie man aus den Fig. 5 und 6 sieht, besteht das Rotorelement 42 aus einem zylindrischen Element, und es weist eine Zentralbohrung 42a auf. Das Rotorelement 42 ist mit einer Vielzahl von Bolzenlöchern mit Innengewinde (ohne Bezugszahl) ausgebildet, mit denen die Gewinde der Schrauben 46 in Eingriff gebracht werden. Weiterhin weist, wie man das in Fig. 6 sieht, die Zentralbohrung 42a des Rotorelements 42 einen genau entgegengesetzten vergrößerten hinteren (oder rechten) Teil 48 auf, der mit dem später erwähnten Buchsenelement 47 in Eingriff gebracht wird. Weiterhin weist das Rotorelement 42 an seiner vorderen (oder linken) Seite eine koaxiale kreisförmige Vertiefung 49 auf, in die die hintere Abdeckung 45 paßt. Das Rotorelement 42 weist weiter ein Eingriffsloch 50 an einem vorgegeben Teil der kreisförmigen Vertiefung 49 auf.

[0042] Wie man aus Fig. 5 sieht, weist das zylindrische Gehäuse 43 zwei offene axiale Enden auf, und besitzt auf seiner inneren Oberfläche vier sich axial erstreckende Unterteilungsrippen 51, die in gleichmäßig großen Intervallen (nämlich 90°) angeordnet sind. Jede Unterteilungsrippe 51 weist einen im allgemeinen trapezförmigen Querschnitt auf und besitzt axial zwei Enden, die mit beiden Enden des zylindrischen Gehäuses 43 bündig schließen. Weiterhin weist jede Unterteilungsrippe 51 ein sich axial erstreckendes Bolzenloch 52, durch die der entsprechende Bolzen 46 hindurch geht, auf. Weiterhin weist jede Unterteilungsrippe 51 an ihrem inneren oberen Teil eine sich axial erstreckende Halterille 51a auf. Wie man aus der Fig. 6 sieht, nimmt jede Halterille 51a ein längliches Abdichtelement 53 und eine Blattfeder 54, die das Abdichtelement 53 radial nach innen drückt, auf.

[0043] Wie man aus Fig. 5 sieht, ist die vordere Abdeckung 44 mit einer zentralen Öffnung 55 ausgebildet. Die vordere Abdeckung 44 weist ferner vier Bolzenlöcher (ohne Bezugszeichen) auf, die mit den Bolzenlöchern 52 des zylindrischen Gehäuses 43 zusammengepaßt werden.

[0044] Wie man aus Fig. 5 sieht, ist die kreisförmige hintere Abdeckung 45 auf ihrer Rückseite mit einer ringförmigen Rippe 56 ausgebildet, wobei diese eng mit der kreisförmigen Vertiefung 49 des oben erwähnten Rotorelements 42

in Eingriff gebracht wird. Weiterhin ist die hintere Abdeckung 45 mit einer zentralen Öffnung 57 versehen, in die ein ringförmiger Teil 56 mit einem kleineren Durchmesser des Hülselements 47 in Eingriff gebracht wird. Die hintere Abdeckung 45 weist weiter vier Bolzenlöcher (ohne Bezugswahlen) auf, die mit den Bolzenlöchern 52 des zylindrischen Gehäuses 43 zusammengepaßt werden. Weiterhin ist die hintere Abdeckung 45 mit einem Eingriffsloch 50' an einer Position, die dem Eingriffsloch 50 des Rotorelements 42 entspricht, ausgebildet.

[0045] Wie man aus Fig. 5 sieht, so ist die Flügeleinheit 41 aus einer Sinterlegierung hergestellt und mit dem vordere Ende der Antriebswelle 13 (siehe Fig. 1) durch einen Verbindungsbolzen 58 verbunden. Das heißt, die Flügeleinheit 41 wird zusammen mit der Antriebswelle 13 gedreht. Insbesondere umfaßt die Flügeleinheit 41 einen zylindrischen Basisteil 59, der eine sich axial erstreckende Bohrung 41a aufweist, durch die der Verbindungsbolzen 58 hindurch geht, und vier gleichmäßig beabstandete und sich axial erstreckende Flügelteile 60, die sich vom Basisteil 59 radial nach außen erheben.

[0046] Wie gezeigt ist, weist jeder Flügelteil 60 eine rechtwinklige Form auf, und wie man aus Fig. 7 sieht, so ist jeder Flügelteil zwischen zwei benachbarten Unterteilungsrippen 51 des Gehäuses 43 angeordnet. Jeder Flügelteil 60 weist an seinem äußeren oberen Teil eine sich axial erstreckende Halterille 61 auf. Jede Halterille 61 nimmt ein längliches Dichtungselement 62 und eine Blattfeder 63, die das Dichtungselement 62 radial nach außen drückt, auf. Wie in Fig. 7 gezeigt ist, wird jedes Dichtungselement 53 des zylindrischen Gehäuses 43 gegen eine äußere zylindrische Wand des zylindrischen Basisteils der Flügeleinheit 41 gedrückt, um zwischen diesen eine hermetische Abdichtung zu erreichen, und jedes Dichtungselement 62 der Flügeleinheit 41 ist gegen eine innere zylindrische Wand des zylindrischen Gehäuses 43 gedrückt, um eine hermetische Abdichtung zu erreichen.

[0047] Wie man aus Fig. 7 sieht, werden, durch die Platzierung des Flügelteils 60 der Flügeleinheit 41 in jedem Raum, der zwischen zwei benachbarten Unterteilungsrippen 51 des zylindrischen Gehäuses 43 gebildet wird, eine sich vorwärts erstreckende Hydraulikkammer 64 und eine sich rückwärts erstreckende Hydraulikkammer 65 in diesem Raum gebildet.

[0048] Wie man aus den Fig. 5 und 7 sieht, ist ein Teil der Flügelteile 60 der Flügeleinheit 41 mit einer sich axial erstreckenden Bohrung 66 an einer Position, die dem Eingriffsloch 50' der hinteren Abdeckung 45 entspricht, ausgebildet. Wie man aus Fig. 5 sieht, ist der Flügelteil 60 mit einem kleinen Durchgang 67 für das Verbinden der sich vorwärts und rückwärts erstreckenden Hydraulikkammern 65 und 66 versehen.

[0049] Wie man aus den Fig. 5 und 6 sieht, so ist ein Verriegelungsstift 68 in axial gleitender Weise in der sich axial erstreckenden Bohrung 66 des Flügelteils 60 angeordnet. Wie man aus den Fig. 8 und 9 sieht, umfaßt der Verriegelungsstift 68 einen zylindrischen Mittelteil 68a, einen Eingriffsteil 68b mit kleinerem Durchmesser und einen Anschlagsteil 68c mit größerem Durchmesser.

[0050] Wie man aus Fig. 8 sieht, ist für das hydraulische Betätigen des Verriegelungsstifts 68 in der Bohrung 66 des Flügelteils 60, eine Druckaufnahmekammer 69 ausgebildet, die durch eine gestufte Oberfläche des Anschlagsteils 68c mit größerem Durchmesser, einer äußeren Oberfläche des Mittelteils 68a und einer zylindrischen inneren Wand der Bohrung 66 ausgebildet wird. Zwischen dem Verriegelungsstift 68 und der vorderen Abdeckung 44 ist eine Schraubenfeder 70 eingepreßt, die den Verriegelungsstift 68 zur hinteren

Abdeckung 45 drückt.

[0051] Es sei angemerkt, daß wenn die Flügeleinheit 41 eine sich am weitesten nach hinten erstreckenden Winkelposition annimmt, der Eingriffsteil 68b des Verriegelungsstifts 68 mit dem Eingriffsloch 50' der hinteren Abdeckung 45 in Eingriff gebracht wird, wie man das aus Fig. 9 sieht.

[0052] Wie man aus Fig. 6 sieht, so umfaßt die Hydraulikschaltungsstruktur einen erste Hydraulikleitung 71, durch die Hydraulikdruck zu der sich vorwärts erstreckenden Hydraulikkammer 64 geliefert oder aus ihr abgeführt werden kann, und eine zweite Hydraulikleitung 72, durch die Hydraulikdruck zur sich rückwärts erstreckenden Hydraulikkammer 65 geliefert oder aus dieser abgeführt werden kann. Diese ersten und zweiten Hydraulikleitungen 71 und 72 sind mit Zuführ- und Abführleitungen 73 und 74 durch ein elektromagnetisches Schaltventil 75 verbunden.

[0053] Wie man aus Fig. 6 sieht, umfaßt die erste Hydraulikleitung 71 einen ersten Durchgangsteil 71a, der im Zylinderkopf 11 und in der Antriebswelle 13 ausgebildet ist, eine erste Ölleitung 71b, die im Verbindungsbolzen 58 ausgebildet ist und die mit dem ersten Durchgangsteil 71a verbunden ist, eine Ölkammer 71c, die zwischen einer äußeren zylindrischen Oberfläche eines vergrößerten Kopfs des Verbindungsbolzens 58 und einer inneren zylindrischen Oberfläche der sich axial erstreckenden Bohrung 41a des Basisteils 59 der Flügeleinheit 41 gebildet wird und mit der ersten Ölleitung 71b verbunden ist, und vier sich radial erstreckende Verzweigungsleitungen 71d, die im Basisteil 59 der Flügeleinheit 41 ausgebildet sind, um die Ölkammer 71c mit den vier sich in Vorwärtsrichtung erstreckenden Hydraulikkammern 64 zu verbinden.

[0054] Wie man aus Fig. 6 sieht, umfaßt die zweite Hydraulikleitung 72 einen zweiten Durchgangsteil 72a, der im Zylinderkopf 11 und der Antriebswelle 13 ausgebildet ist, eine zweite Ölleitung 72b, die im Hülselement 57 ausgebildet ist, und mit dem zweiten Durchgangsteil 72a verbunden ist, vier Ölrillen 72c, die an einer inneren Oberfläche der Zentralbohrung 42a des Rotorelements 42 ausgebildet sind, und die mit der zweiten Ölleitung 72b verbunden sind, und vier Öllöcher 72d, die in der hinteren Abdeckung 45 an gleichmäßig beabstandeten Intervallen ausgebildet sind, um die vier Ölrillen 72c jeweils mit den vier sich nach hinten erstreckenden Hydraulikkammern 65 zu verbinden.

[0055] Das elektromagnetische Schaltventil 75 ist von einem Typ der vier Anschlüsse und drei Betriebspositionen aufweist. Das heißt, durch die Bewegung einer Spule, die im Ventil 75 installiert ist, werden die ersten und zweiten Hydraulikleitungen 71 und 72 ausgewählt mit den Versorgungs- und Abführleitungen 73 und 74 verbunden, beziehungsweise die Verbindung zu diesen gelöst. Die Bewegung der Spule wird durch ein Steuersignal, das von der Motorsteuereinheit 3 ausgegeben wird, gesteuert (Taktsteuerung).

[0056] Durch das Verarbeiten von Informationssignalen von einem Kurbelwinkelsensor und einem Luftflußmesser detektiert die Steuereinheit 3 einen existierenden Betriebszustand des Motors. Durch das Verarbeiten von Informationssignalen von einem Kurbelwinkelsensor und einem Nockenwinkelsensor detektiert die Steuereinheit 3 eine relative Winkelposition zwischen der Zeitsteuerscheibe 40 und der Antriebswelle 13.

[0057] In einem Anfangszustand, der auftritt, wenn der Motor stoppt, nimmt die Spule des Ventils 75 ihre am weitesten rechts liegende Position an, wie das in Fig. 6 gezeigt ist. In diesem Zustand ist die Zuführleitung 73 mit der zweiten Hydraulikleitung 72 verbunden, und zur selben Zeit ist die Abführleitung 74 mit der ersten Hydraulikleitung 71 verbunden. Somit wird der Hydraulikdruck in den vier sich nach hinten erstreckenden Hydraulikkammern 65 nicht ge-

ändert, während der Hydraulikdruck in den vier sich nach vorn erstreckenden Hydraulikkammern 64 durch die Verbindung mit der Abfuhrleitung 74 auf null reduziert wird. In diesem Zustand nimmt, wie man das aus Fig. 7 sieht, die Flügeleinheit 41 eine am weitesten links liegende Position oder am weitesten zurückgezogene Position an, bei der jeder Flügelteil 60 gegen eine rechte Seite der entsprechenden linken Unterteilungsrippe 51 des zylindrischen Gehäuses 43 stößt. In diesem Zustand wird die Betriebsphase jedes Einlaßventils 12 auf einer zurückgezogenen Seite gesteuert.

[0058] In einem anfänglichen Zustand beim Starten des Motors wird die Flügeleinheit 41 in der am stärksten zurückgezogenen Position gehalten. In diesem anfänglichen Zustand ist der Hydraulikdruck in den in den zurückgezogenen Hydraulikkammer 65 relativ niedrig, so daß der Hydraulikdruck, der zur Druckaufnahmekammer 69 durch die Bohrung 67 geliefert wird, immer noch niedriger ist als die Kraft der Schraubenfeder 70, wodurch der Verriegelungsstift 68 im Eingriff mit dem Eingriffsloch 50' der hinteren Abdeckung 45 gehalten wird, wie das in Fig. 9 gezeigt ist. Somit wird die Flügeleinheit 41 im zylindrischen Gehäuse 43 verriegelt und behält die am meisten zurückgezogene Winkelposition bei. Somit wird eine unerwünschte Vibration, die durch einen variierenden Hydraulikdruck in den sich nach hinten erstreckenden Hydraulikkammern 64 verursacht wird, und ein variierendes Drehmoment, das durch die Antriebswelle 13 erzeugt wird, unterdrückt oder zumindest minimiert. Dies verhindert die Erzeugung von Geräuschen, die durch die Aufprallen der Flügelteile 60 auf die Unterteilungsrippen 51 verursacht wird.

[0059] Nach dem Vergehen einer gewissen Zeit nach dem Start des Motors wird der Hydraulikdruck in der sich nach hinten erstreckenden Hydraulikkammer 65 erhöht, und zur selben Zeit wird der Hydraulikdruck in der Druckaufnahmekammer 69 erhöht. Somit wird der Verriegelungsstift 68 zurück gegen die Kraft der Schraubenfeder 70 bewegt, und schließlich wird, wie das in Fig. 8 zu sehen ist, der Verriegelungsstift 68 aus dem Eingriffsloch 50' der hinteren Abdeckung 45 gezogen. Daraufhin löst sich der verriegelte Zustand zwischen der Flügeleinheit 41 und dem zylindrischen Gehäuse 43 und dies ermöglicht eine freie Drehung der Flügeleinheit 41 im Gehäuse 43.

[0060] Wenn die Spule (siehe Fig. 6) des Schaltventils 75 in ihre am weitesten links liegende Position in der Zeichnung bewegt wird, wird die Zufuhrleitung 73 mit der ersten Hydraulikleitung 71 verbunden, und zur selben Zeit wird die Abfuhrleitung 74 mit der zweiten Hydraulikleitung 72 verbunden. Somit wird in diesem Zustand der Hydraulikdruck in der sich nach hinten erstreckenden Hydraulikkammer 65 durch die zweite Hydraulikleitung 72 und die Abfuhrleitung 74 zur Ölwanne geführt, und zur selben Zeit wird der Hydraulikdruck von der Ölpumpe in die sich nach vorn erstreckende Hydraulikkammer 64 durch die Zufuhrleitung 73 und die erste Hydraulikleitung 71 geführt. Daraufhin wird die Flügeleinheit 41 im Uhrzeigersinn in Fig. 7, das heißt in einer voreilenden Richtung, gedreht, und somit wird die Betriebsphase jedes Einlaßventils 12 zur voreilenden Seite verschoben.

[0061] Wenn die Spule (siehe Fig. 6) des Schaltventils 75 in einer mittleren Position gehalten wird, so werden die erste und die zweite Hydraulikleitung 71 und 72 durch die Spule blockiert. Somit wird der Hydraulikdruck in der ersten und der zweiten Hydraulikkammer 33 und 34 des Stellglieds 30 verriegelt, so daß die Flügeleinheit 41 eine entsprechende mittlere Position einnimmt und die Betriebsphase jedes Einlaßventils 12 auf einem entsprechenden Wert hält.

[0062] Wie oben beschrieben wurde, kann im Betriebsphasenvariationsmechanismus 2 durch das Ändern der Posi-

tion der Spule des elektromagnetischen Schaltventils 75 gemäß dem Betriebszustand des Motors die Flügeleinheit 41 in einer gewünschten mittleren Position gehalten werden. Das heißt, es kann, gemäß dem Betriebsphasenvariationsmechanismus 2 die Betriebsphase jedes Einlaßventils 12 variiert und auf einem gewünschten Wert unabhängig von der einfachen Struktur, die der Mechanismus 2 aufweist, gehalten werden.

[0063] Wie man leicht aus Fig. 1 sieht, so sind die Einlaßventilsteuervorrichtung der Erfindung, der Arbeitswinkelvariationsmechanismus 1 und der Betriebsphasenvariationsmechanismus 2 an verschiedenen Positionen angeordnet, ohne daß es zwischen ihnen Behinderungen gibt. Die Mechanismen 1 und 2 werden durch eine gemeinsame Ölpumpe 9 betrieben, was eine der Bedingungen ist, um die Konstruktion der Einlaßventilsteuervorrichtung zu vereinfachen.

[0064] Die Fig. 10A, 10B und 10C sind Darstellungen, die schematisch die Öffnungs-/Schließ-Zeiten des Einlaßventils, die durch die Einlaßventilsteuervorrichtung der Erfindung ausgelöst werden, während der Zeit, zu der der Motor vom Leerlaufbereich in einem mittleren Lastbereich gebracht wird, zeigen.

[0065] In den Zeichnungen sind die Öffnungszeiten des Auslaßventils nahe dem oberen Totpunkt (TDC) angeordnet.

[0066] Wie man aus Fig. 10A sieht, liegt im Leerlaufbetriebsbereich, wenn die Last des Motors ziemlich klein ist, die Öffnungszeit des Einlaßventils 12 nahe dem oberen Totpunkt (TDC), und die Schließzeit desselben Ventils liegt vor dem unteren Totpunkt (BDC). In diesem Leerlaufbetriebsbereich wird der Arbeitswinkel des Einlaßventils 12 durch die Tätigkeit des Arbeitswinkelvariationsmechanismus 1 so gesteuert, daß er bei oder nahe dem minimalen Wert liegt.

[0067] Das heißt, die Ventilüberschneidung wird, um eine stabile Verbrennung in einem solchen niedrigen Lastbetriebsbereich zu erhalten, reduziert (nämlich eine negative Ventilüberschneidung), um das Restgas in den Zylindern zu reduzieren. Durch das Festlegen der Öffnungszeit des Einlaßventils 12 nach dem oberen Totpunkt (TDC) wird die Druckdifferenz zwischen dem Einlaßanschluß und den Zylindern direkt vor dem Öffnen des Einlaßventils erhöht, und der Grad des Ventilhubes (oder Arbeitswinkel) wird reduziert. Dadurch wird praktisch die Lufteinlaßleitung eng, so daß die Geschwindigkeit, mit der die Luft in die Zylinder strömt, ausreichend erhöht wird, um somit eine Zerstäubung des Kraftstoffs zu fördern und somit die Verbrennung des Kraftstoffs in den Zylindern zu stabilisieren. Durch diese Verminderung des Ventilhubes wird die Ventilreibung reduziert.

[0068] Wenn der Motor vom oben erwähnten ziemlich niedrigen Lastbetriebsbereich in einen höheren Lastbetriebsbereich gebracht wird, wie man das aus dem Übergang von Fig. 10A zu Fig. 10B sieht, so passiert das Folgende.

[0069] Wie man aus Fig. 10B sieht, wird durch die Tätigkeit des Betriebsphasenvariationsmechanismus 2 hauptsächlich die Öffnungszeit des Einlaßventils bis zur oder nahe der Schließzeit des Auslaßventils oder bis zu einem Punkt, bei dem eine Ventilüberschneidung auftritt, verschoben oder nach vorne versetzt. Das heißt, durch die Tätigkeit des Mechanismus 2 wird die Betriebsphase des Einlaßventils nach vorn versetzt. Dadurch wird die Öffnungszeit des Einlaßventils nach vorn auf den oberen Totpunkt (TDC) hin verschoben, um somit einen unerwünschten Pumpverlust (pumping loss) zu reduzieren. Weiterhin wird, wie man das in Fig. 10B sieht, die Schließzeit des Einlaßventils nach vorne verschoben, so daß sie sich vom unteren Totpunkt (BDC) entfernt, um somit in geeigneter Weise die Menge

der eingesaugten Luft zu steuern.

[0070] Wenn die Motorlast weiter in einen mittleren Lastbereich erhöht wird, wie man das durch den Übergang von Fig. 10B zu Fig. 10C sieht, das heißt, wenn die Ventilüberschneidung deutlich wird, wird die Tätigkeit für das Erhöhen des Arbeitswinkels des Einlaßventils hauptsächlich durch den Arbeitswinkelvariationsmechanismus 1 ausgeführt. Damit wird, wie man das aus Fig. 10C sieht, die Öffnungszeit des Einlaßventils nach vorn verschoben, was die Ventilüberschneidung erhöht und auch die Menge des Restgases (das ist das innere AGR-Gas) erhöht. Zusätzlich zur Verschiebung der Öffnungszeit nach vorn wird die Schließzeit des Einlaßventils verzögert, wie das in Fig. 10C gezeigt ist. Das heißt, die Menge der Frischluft, die durch die Erhöhung der Ventilüberschneidung reduziert werden würde, kann durch die Verzögerung der Schließzeit des Einlaßventils kompensiert werden. Das heißt, es werden allein durch den Arbeitswinkelvariationsmechanismus 1 sowohl die Menge der Frischluft als auch die des Restgases wirksam gesteuert, was eine Verbesserung beim Benzinverbrauch des Fahrzeuges bringt.

[0071] In einem Fall, bei dem der Motor schnell vom mittleren Lastbetriebsbereich in den Leerlaufbetriebsbereich gebracht wird, wie dies durch den Übergang von der Fig. 10C zur Fig. 10A gezeigt ist, ist es notwendig, den Grad der Ventilüberschneidung schnell zu reduzieren, um eine Störung der stabilen Verbrennung des Motors zu unterdrücken. Für das Reduzieren der Ventilüberschneidung ist es notwendig, die Öffnungszeit des Einlaßventils 12 zu verzögern.

[0072] Für das Verzögern der Öffnungszeit des Einlaßventils 12 gibt es zwei Verfahren, wobei ein Verfahren durch den Betriebswinkelvariationsmechanismus 1 und das andere Verfahren durch den Betriebsphasenvariationsmechanismus 2 ausgeführt wird. Im Falle des Mechanismus 1 wird der Arbeitswinkel des Einlaßventils 12 reduziert, und im Falle des anderen Mechanismus 2 wird die Betriebsphase des Einlaßventils 12 verzögert.

[0073] Im Falle einer Variation der Betriebsphase des Einlaßventils durch das Betreiben des Betriebsphasenvariationsmechanismus 2 benötigt die Voreilung der Betriebsphase eine gewisse Energie, um eine gemittelte Reibung der Antriebswelle 13 zu überwinden, während die Verzögerung der Betriebsphase mit der Hilfe der gemittelten Reibung ausgeführt wird. Somit wird unter der gleichmäßigen Energie, das heißt unter dem Hydraulikdruck, der durch die Ölpumpe 9 erzeugt wird, die Geschwindigkeit der Verzögerung der Phase, mit der die Verzögerung der Betriebsphase vollendet wird, höher als die Geschwindigkeit der Voreilung der Phase, mit der die Voreilung der Phase vollendet wird. In einem Fall, bei dem jedoch der Arbeitswinkel (oder der Grad des Ventilhubes) relativ klein ist, ist die gemittelte Reibung der Antriebswelle 13 klein, und somit ist die Unterstützung durch die gemittelte Reibung klein, was die Geschwindigkeit der Verzögerung der Phase erniedrigt.

[0074] In einem Fall, bei dem der Arbeitswinkel des Einlaßventils durch das Betreiben des Arbeitswinkelvariationsmechanismus 1 variiert wird, benötigt das Erhöhen des Arbeitswinkels eine gewisse Energie, um die Federkraft der Ventilsfeder des Einlaßventils zu überwinden, während die Reduktion des Arbeitswinkels mit der Hilfe der Federkraft der Ventilsfeder ausgeführt wird. Somit ist die Geschwindigkeit der Reduktion des Arbeitswinkels, mit der die Reduktion des Arbeitswinkels vollendet wird, höher als die Geschwindigkeit der Erhöhung des Arbeitswinkels, mit der die Erhöhung des Arbeitswinkels vollendet wird. Durch die unvermeidliche Konstruktion des Arbeitswinkelvariationsmechanismus 1 ist die Geschwindigkeit der Reduktion des Arbeitswinkels viel höher, nämlich zwei bis vier mal höher, als

die oben erwähnte Geschwindigkeit zur Verzögerung der Phase durch den Betriebsphasenvariationsmechanismus 2.

[0075] Wie man aus der vorangehenden Beschreibung sieht, ist in der Steuervorrichtung für das Einlaßventil, die den Arbeitswinkelvariationsmechanismus 1 und den Betriebsphasenvariationsmechanismus 2, die in der oben angegebenen Weise angeordnet sind, aufweist, die Geschwindigkeit der Verzögerung der Phase der Öffnungszeit des Einlaßventils 12, die durch den Arbeitswinkelvariationsmechanismus 1 ausgeführt wird, viel höher als die, die durch den Betriebsphasenvariationsmechanismus 2 ausgeführt wird.

[0076] Somit wird bei der vorliegenden Erfindung in dem Fall, bei dem der Motor vom mittleren Lastbetriebsbereich in den Leerlaufbetriebsbereich gebracht wird, das heißt in dem Fall, bei dem die Reduktion der Ventilüberschneidung notwendig ist, die Verzögerung der Öffnungszeit des Einlaßventils 12 hauptsächlich durch den Arbeitswinkelvariationsmechanismus 1 ausgeführt, das heißt durch das Reduzieren des Arbeitswinkels des Einlaßventils 12. Mit diesem Operation wird die Ventilüberschneidung schnell reduziert. Das bedeutet, daß die Ventilüberschneidung im mittleren Lastbetriebsbereich (Fig. 10) auf einen zufriedenstellend größeren Grad eingestellt werden kann. Wie oben erwähnt wurde, bringt die vergrößerte Ventilüberschneidung eine Erhöhung des internen AGR-Gases und eine Verbesserung beim Kraftstoffverbrauch.

[0077] Weiterhin wird die Variation der Öffnungszeit (und der Schließzeit) des Einlaßventils 12, die durch den Arbeitswinkelvariationsmechanismus 1 bewirkt wird, auf einen größeren Wert eingestellt als die, die durch den Betriebsphasenvariationsmechanismus 2 bewirkt wird. Insbesondere wird die Variation der Öffnungszeit (und der Schließzeit) des Einlaßventils 12 während der Zeit, zu der die Steuerwelle 16 des Arbeitswinkelvariationsmechanismus 1 von der Position des größten Arbeitswinkels zur Position des kleinsten Arbeitswinkels gedreht wird, auf einen Wert eingestellt, der ausreichend größer ist als der Wert, der während der Zeit, zu der die Flügeleinheit 41 des Betriebsphasenvariationsmechanismus 2 von der vordersten Position in die hinterste Position gedreht wird, auftritt.

[0078] Mit dieser Einstellung kann die Ventilüberschneidung im mittleren Lastbetriebsbereich stark erhöht werden, was eine starke Erhöhung des internen AGR-Gases und eine große Verbesserung beim Kraftstoffverbrauch ergibt.

[0079] Wenn die Betriebsphase des Einlaßventils gegenüber einer Zielphase durch die Forderung einer schnellen Bereichsänderung des Motors vom mittleren Lastbetriebsbereich zum Leerlaufbetriebsbereich versetzt gelassen wird, so wird zuerst der Arbeitswinkelvariationsmechanismus 1 betrieben, um die Betriebsphase auf die Zielphase zu verschieben, während der Betriebsphasenvariationsmechanismus 2 in Ruhe bleibt. Das heißt, durch eine intensive Verwendung des Hydraulikdrucks, um den Arbeitswinkelvariationsmechanismus 1 anzutreiben, kann die Reduktion der Ventilüberschneidung schnell ausgebildet werden.

[0080] Gewöhnlicherweise hängt der Hydraulikdruck, der dem Arbeitswinkelvariationsmechanismus 1 und dem Betriebsphasenvariationsmechanismus 2 von der Ölpumpe 9 zugeführt wird, von der Motorgeschwindigkeit ab. Somit ist der Hydraulikdruck, wenn der Motor mit einer sehr niedrigen Umdrehungsgeschwindigkeit läuft, sehr niedrig. Wenn bei diesem niedrigen Hydraulikdruck eine Erniedrigung des Grads des Ventilhubes durch den Betriebsphasenvariationsmechanismus 2 ausgeführt wird, so wird die Ansprechempfindlichkeit bei der Phasenänderung stark herabgesetzt. Wenn jedoch, wie das oben erwähnt wurde, die Reduktion des Arbeitswinkels durch den Arbeitswinkelvariationsmechanismus 1 ausgeführt wird, so zeigt die Ansprechemp-

findlichkeit durch die Unterstützung der Federkraft der Ventiltfeder des Einlaßventils unabhängig vom niedrigeren Hydraulikdruck einen zufriedenstellenden Wert.

[0081] Der gesamte Inhalt der japanischen Patentanmeldung 2000-262110 (die am 31. August 2000 eingereicht wurde) wird hiermit durch Bezugnahme eingeschlossen.

[0082] Obwohl die Erfindung oben unter Bezug auf eine Ausführungsform der Erfindung beschrieben wurde, ist die Erfindung nicht auf die oben beschriebene Ausführungsform beschränkt. Verschiedene Modifikationen und Variationen einer solchen Ausführungsform können durch Fachleute im Licht der obigen Beschreibung ausgeführt werden.

Patentansprüche

1. Steuervorrichtung für ein Einlaßventil einer Brennkraftmaschine, die Einlaß- und Auslaßventile aufweist, umfassend:

einen ersten Mechanismus (1), der einen Arbeitswinkel eines Einlaßventils (12) variiert;
einen zweiten Mechanismus (2), der eine Betriebsphase des Einlaßventils (12) variiert; und
eine Steuereinheit (3), die den ersten Mechanismus (1) und den zweiten Mechanismus (2) gemäß einem Betriebszustand des Motors steuert, wobei die Steuereinheit so konfiguriert ist, daß sie die Variation in der Öffnungszeit des Einlaßventils, die durch den ersten Mechanismus (1) bewirkt wird, so steuert, daß sie größer als die Variation der Öffnungszeit des Einlaßventils, die durch den zweiten Mechanismus (2) bewirkt wird, ist.

2. Steuervorrichtung für ein Einlaßventil nach Anspruch 1, wobei die Steuervorrichtung so ausgebildet ist, daß:

wenn der Motor in einem Zustand läuft, bei dem die Reduktion einer Ventilüberschneidung zwischen den Einlaß- und Auslaßventilen notwendig ist, sie hauptsächlich den ersten Mechanismus (1) betreibt, um den Arbeitswinkel des Einlaßventils (12) zu reduzieren.

3. Steuervorrichtung für ein Einlaßventil nach Anspruch 1 oder 2, bei der die ersten und zweiten Mechanismen (1, 2) durch Hydraulikdruck, der erzeugt wird, wenn der Motor arbeitet, mit Leistung versorgt werden.

4. Steuervorrichtung für ein Einlaßventil nach Anspruch 1, 2 oder 3, bei der die Steuervorrichtung so ausgebildet ist, daß sie, wenn der Motor von einem mittleren Lastbetriebsbereich in einen sehr niedrigen Lastbetriebsbereich überführt wird, den ersten Mechanismus (1) betreibt, um den Arbeitswinkel des Einlaßventils (12) zu reduzieren, bevor sie den zweiten Mechanismus (2) betreibt, um die Betriebsphase des Einlaßventils zu variieren.

5. Steuervorrichtung für ein Einlaßventil nach Anspruch 1, 2, 3 oder 4, in welcher der erste Mechanismus (1) im Betrieb zwischen einer Antriebswelle (13), die synchron zusammen mit einer Kurbelwelle des Motors gedreht wird, und einem Schwenknocken (20), der drehbar um diese Antriebswelle (13) angeordnet ist, angeordnet ist, wobei der Schwenknocken (20) das Einlaßventil (12) öffnet und schließt, wenn er verschwenkt wird.

6. Steuervorrichtung für ein Einlaßventil nach Anspruch 5, in welcher der erste Mechanismus (1) folgendes umfaßt:
einen exzentrischen Nocken (15), der exzentrisch an der Antriebswelle (13) befestigt ist, so daß er sich mit ihr dreht;

eine erste Verbindung (25), die drehbar auf dem exzentrischen Nocken (15) angeordnet ist;
eine Steuerwelle (16), die sich parallel zur Antriebswelle (13) erstreckt;

ein Steuernocken (17), der exzentrisch an der Steuerwelle (16) befestigt ist, so daß er sich mit ihr dreht;
ein Ventilkipphebel (18), der drehbar auf der Steuernocke (17) angeordnet ist, und ein Ende aufweist, das drehbar mit einem Ende der ersten Verbindung (25) verbunden ist; und

eine zweite Verbindung (26), die ein Ende, das drehbar mit dem anderen Ende des Ventilkipphebels (18) verbunden ist, und ein anderes Ende, das drehbar mit einem Schwenkarm (20) verbunden ist, aufweist.

7. Steuervorrichtung für ein Einlaßventil nach Anspruch 5 oder 6, in welcher der zweite Mechanismus (2) zwischen der Antriebswelle (13) und einem sich drehenden Körper (40), der synchron zusammen mit der Kurbelwelle des Motors gedreht wird, angeordnet ist, um eine relative Winkelposition zwischen der Antriebswelle (13) und dem sich drehenden Körper (40) zu variieren.

8. Steuervorrichtung für ein Einlaßventil nach Anspruch 7, in welcher der zweite Mechanismus (2) folgendes umfaßt:

ein zylindrisches hohles Element (43), das vordere und hintere Abdeckungen (44, 45), die hermetisch mit den vorderen und hinteren Enden des hohlen Elements (43) verbunden sind, umfaßt, wobei das zylindrische hohle Element so ausgebildet ist, daß es durch die Kurbelwelle des Motors gedreht wird;

eine Vielzahl von Unterteilungsrippen (51), die auf einer inneren zylindrischen Oberfläche des zylindrischen hohlen Elements (43) an gleichmäßig beabstandeten Intervallen ausgebildet sind, so daß identische Räume jeweils zwischen zwei benachbarten Unterteilungsrippen (51) ausgebildet werden;

eine Flügeleinheit (41), die eine Vielzahl von Flügelteilen (60), die in gleichmäßig beabstandeten Intervallen angeordnet sind, aufweist, wobei die Flügeleinheit (41) drehbar in diesem zylindrischen hohlen Element angeordnet ist, so daß jeder Flügelteil (60) den entsprechenden identischen Raum in erste und zweite Hydraulikkammern (64, 65) unterteilt, wobei die Flügeleinheit (41) koaxial mit der Antriebswelle (13) verbunden ist, so daß sie sich mit ihr dreht;

eine erste Hydraulikleitung (71), die fluidmäßig mit der ersten Hydraulikkammer (64) verbindbar ist; und
eine zweite Hydraulikleitung (72), die fluidmäßig mit der zweiten Hydraulikkammer (65) verbindbar ist.

9. Steuervorrichtung für ein Einlaßventil nach Anspruch 8, in welcher der zweite Mechanismus (2) weiter eine Verriegelungsvorrichtung (68, 70, 66, 50') umfaßt, die einen verriegelten Zustand zwischen der Flügeleinheit (41) und dem zylindrischen hohlen Element (43) herstellt, wenn die Flügeleinheit (41) eine vorgegebene Winkelposition relativ zum zylindrischen hohlen Element (43) annimmt.

10. Steuervorrichtung für ein Einlaßventil nach Anspruch 9, in welcher die Verriegelungsvorrichtung folgendes umfaßt:
eine sich axial erstreckende Bohrung (66), die in einem der Flügelteile (60) der Flügeleinheit (41) ausgebildet ist, wobei die Bohrung an einem ihrer Enden mit einem vergrößerten Teil (69) versehen ist;
ein Verriegelungsstift (68), der gleitend in der sich axial erstreckenden Bohrung (66) angeordnet ist;
eine Feder (70), die im vergrößerten Teil (69) der Boh-

5
 rung (66) angeordnet ist, um den Stift (68) auf die hintere Abdeckung (45) zu drücken; und ein Eingriffsloch (50'), das in der hinteren Abdeckung (45) ausgebildet ist, um ein führendes Ende des Verriegelungsstifts (68) aufzunehmen, wenn die Flügeleinheit (41) die vorgegebene Winkelposition relativ zum zylindrischen Element (43) annimmt.

10
 11. Steuervorrichtung für ein Einlaßventil nach Anspruch 10, in welcher der zweite Mechanismus (2) weiter folgendes umfaßt:

15
 einen Verbindungsbolzen (58), durch den die Flügeleinheit (41) dicht und koaxial mit der Antriebswelle (13) verbunden ist; erste Abdichtelemente (53, 54), die auf den Unterteilungsrippen (51) des zylindrischen hohlen Elements (43) angeordnet sind, um einen abgedichteten und gleitenden Kontakt zwischen jeder Unterteilungsrippe (51) und einem zylindrischen Basisteil der Flügeleinheit (41) zu errichten; und

20
 zweite Abdichtelemente (62, 63), die auf den Spitzen der Flügelteile (60) der Flügeleinheit (41) angeordnet sind, um einen abgedichteten und gleitenden Kontakt zwischen jedem Flügelteil (60) und der zylindrischen inneren Wand des zylindrischen hohlen Elements (43) zu errichten.

25
 12. Steuervorrichtung für ein Einlaßventil nach Anspruch 11, in welcher einer der Flügelteile (60) der Flügeleinheit (41) mit einem Durchgang (67), durch den die benachbarten ersten und zweiten Hydraulikkammern (64, 65) fluidmäßig miteinander verbunden sind, 30
 ausgebildet ist.

35
 13. Steuervorrichtung für ein Einlaßventil nach Anspruch 8, 9, 10, 11 oder 12, in welcher das zylindrische hohle Element (43) des zweiten Mechanismus (2) mit einem inneren Zahnrad (42a) versehen ist, das so ausgebildet ist, daß es mit den Zähnen einer Steuerkette des Motors in Eingriff gelangt.

40
 14. Verfahren zur Steuerung des Betriebs einer Brennkraftmaschine, die Einlaß- und Auslaßventile, einen ersten Mechanismus (1), der einen Arbeitswinkel des Einlaßventils (12) variiert, und einen zweiten Mechanismus (2), der eine Betriebsphase des Einlaßventils (12) variiert aufweist, wobei das Verfahren das Steuern der Variation in der Öffnungszeit des Einlaßventils (12), die durch den ersten Mechanismus (1) bewirkt 45
 wird, so durchführt, daß sie größer ist als die Variation der Öffnungszeit des Einlaßventils, die durch den zweiten Mechanismus (2) bewirkt wird.

50
 Hierzu 8 Seite(n) Zeichnungen

55

60

65

FIG. 1

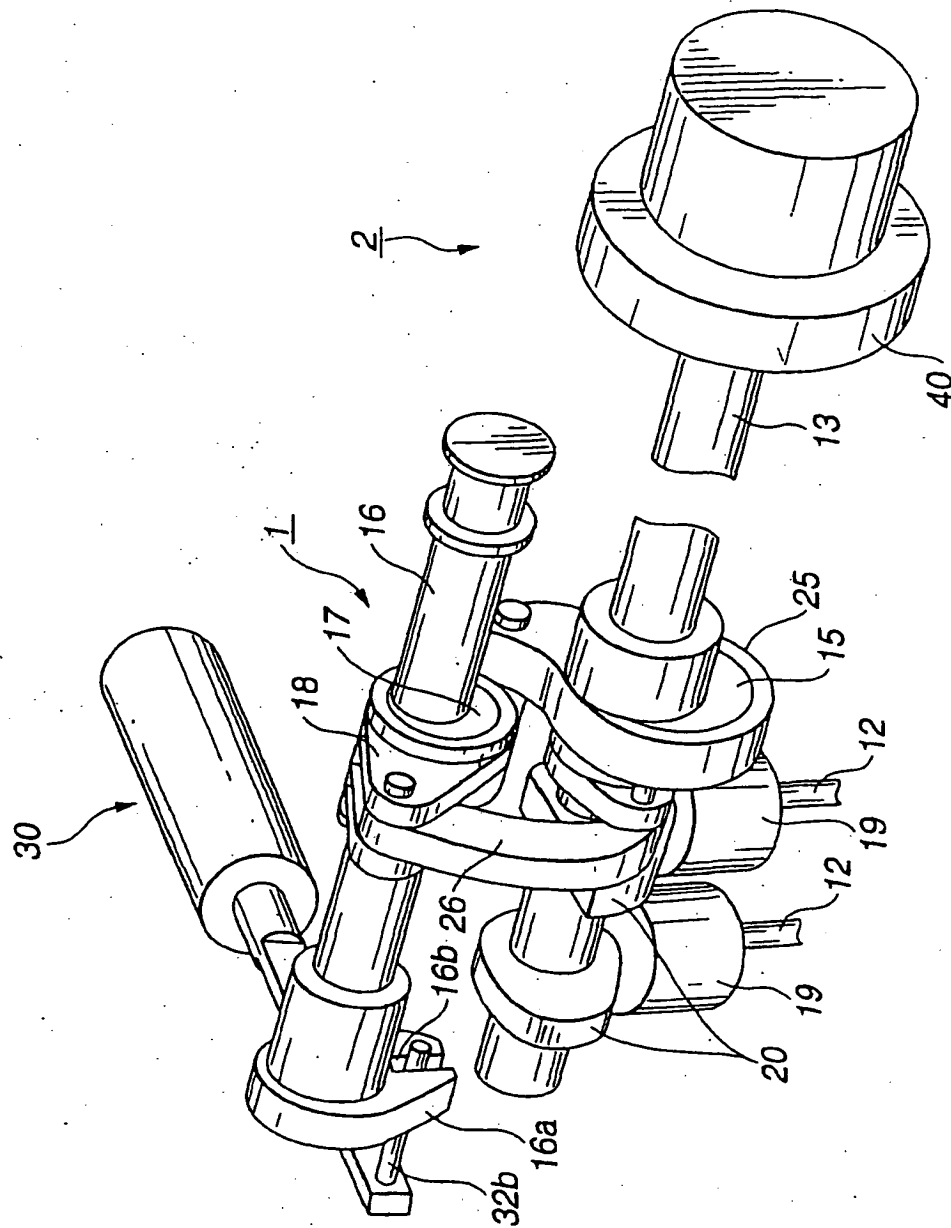


FIG.2

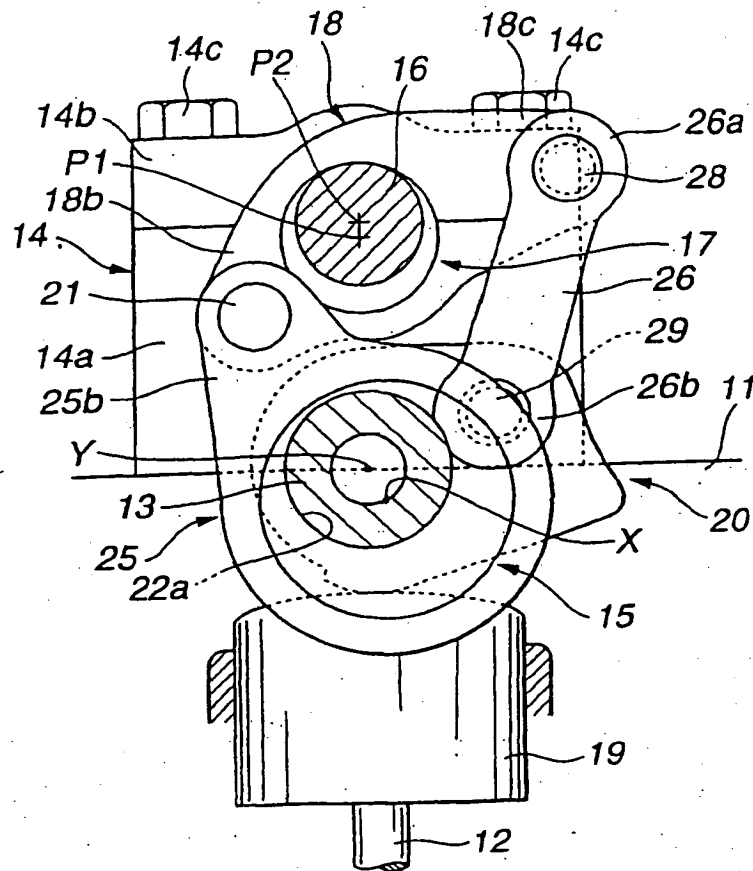


FIG.3

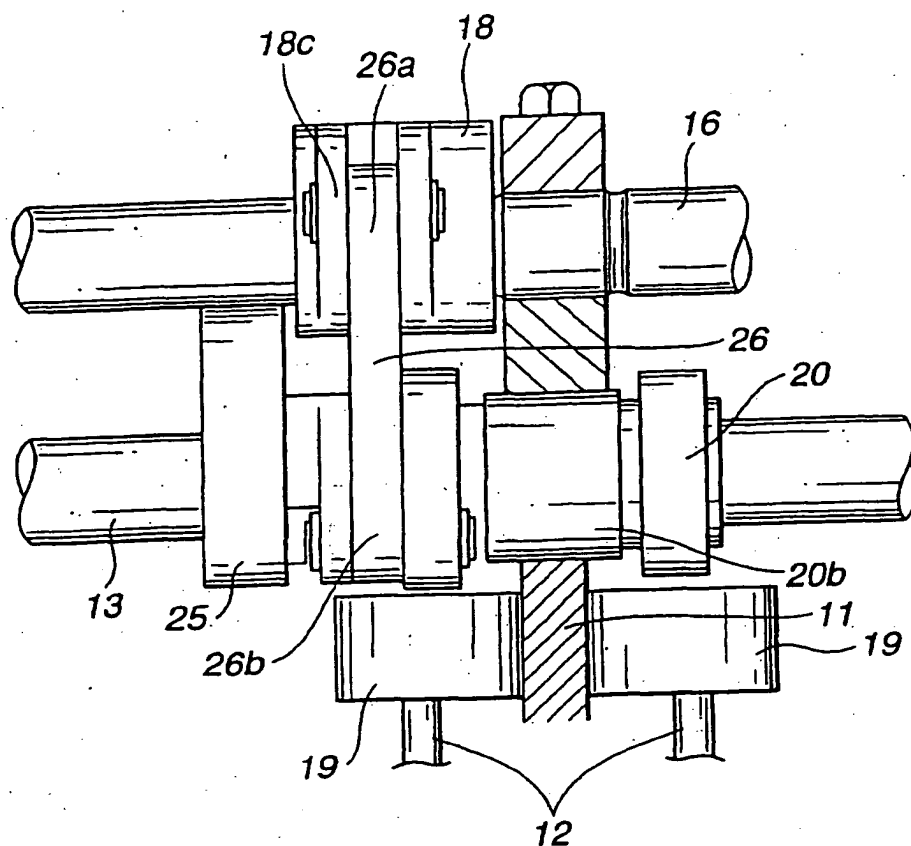


FIG.4

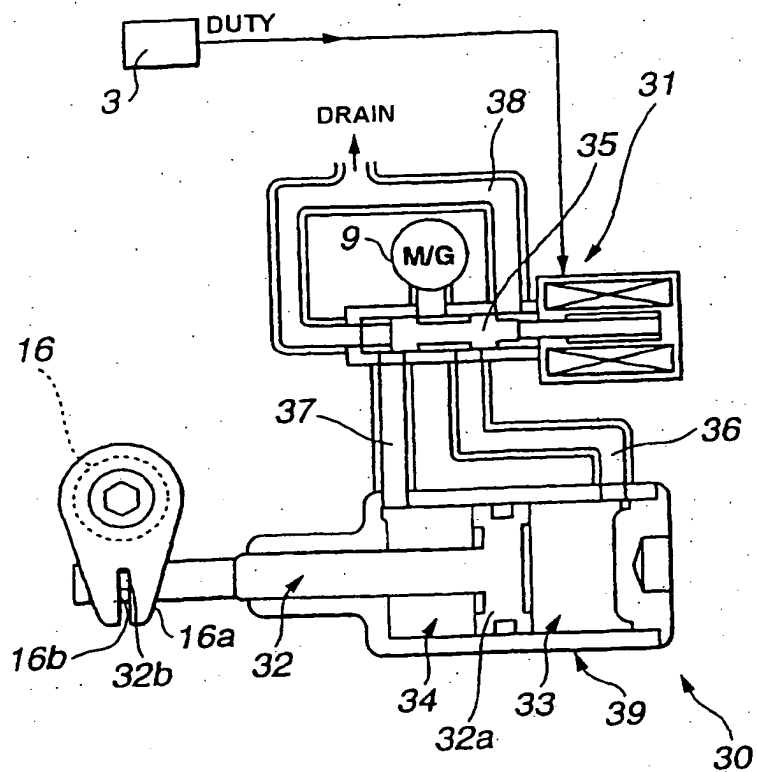


FIG.6

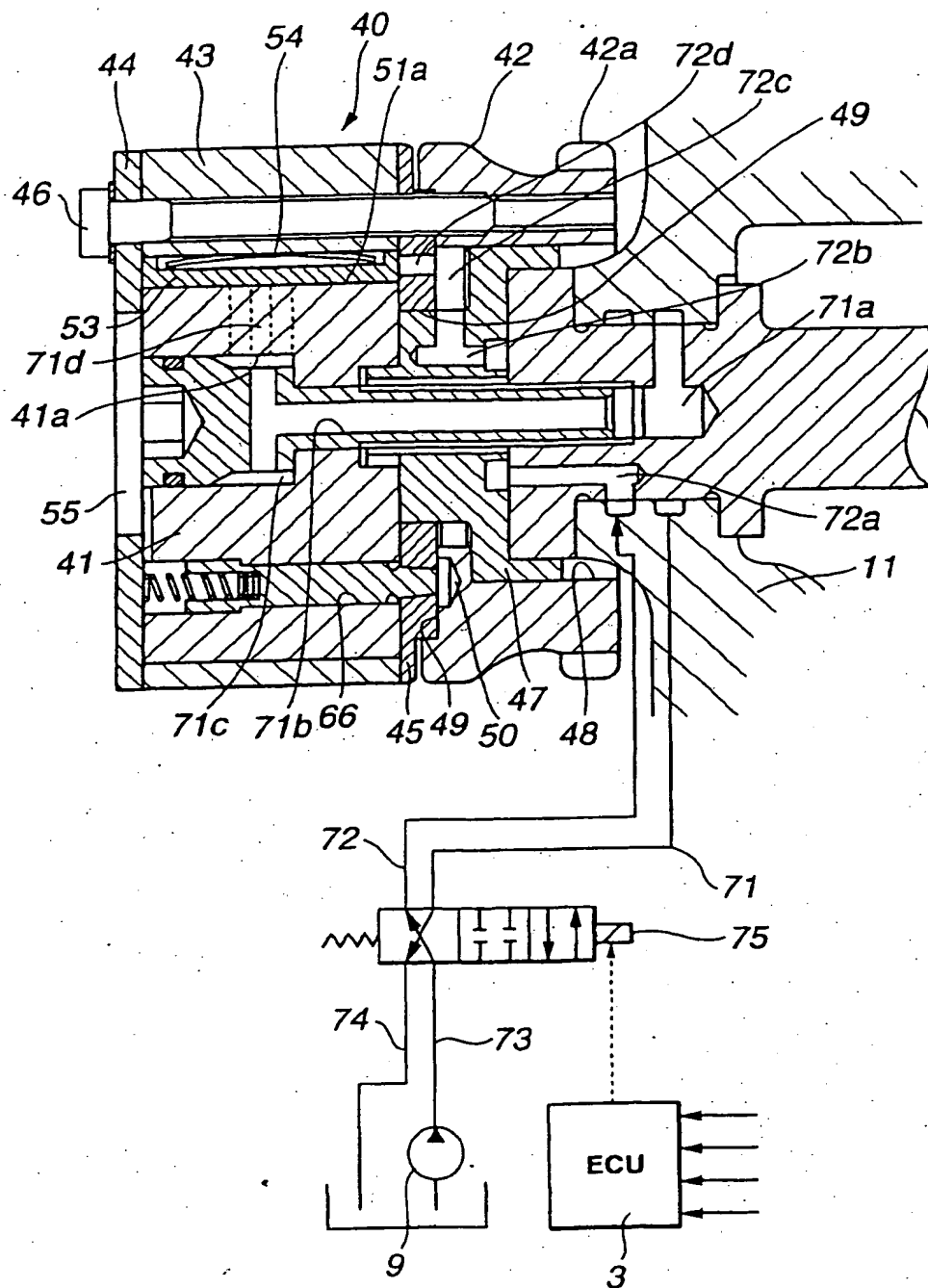


FIG.7

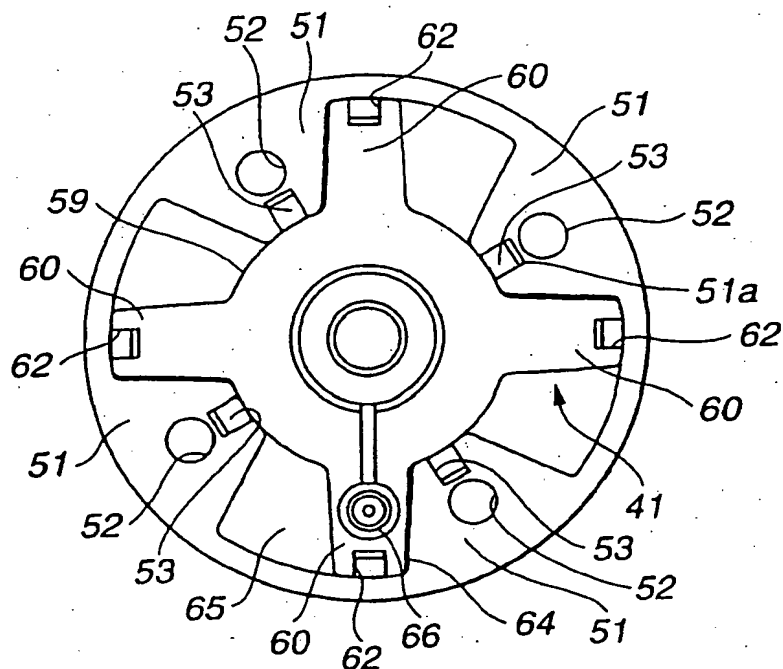


FIG.8

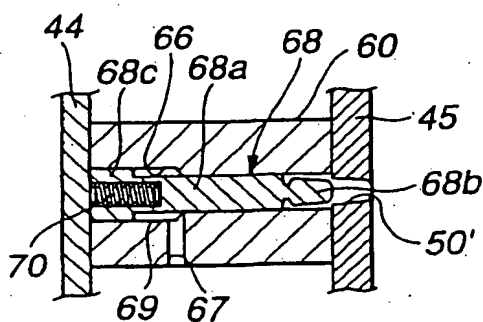


FIG.9

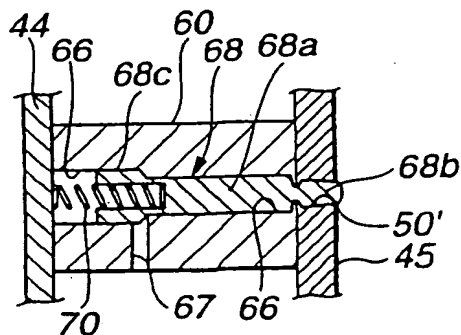


FIG.10C

MITTLERER
LASTBETRIEBSBEREICH

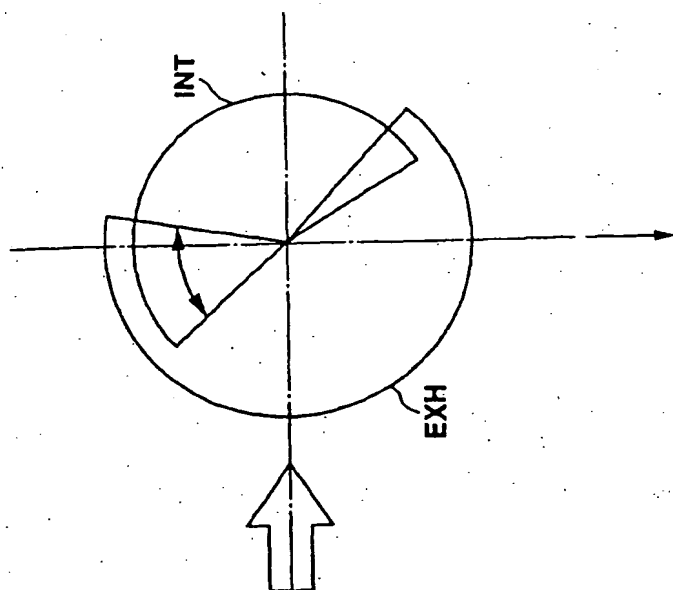


FIG.10B

VOREILEN ÜBER EINE
PHASENVARIAION

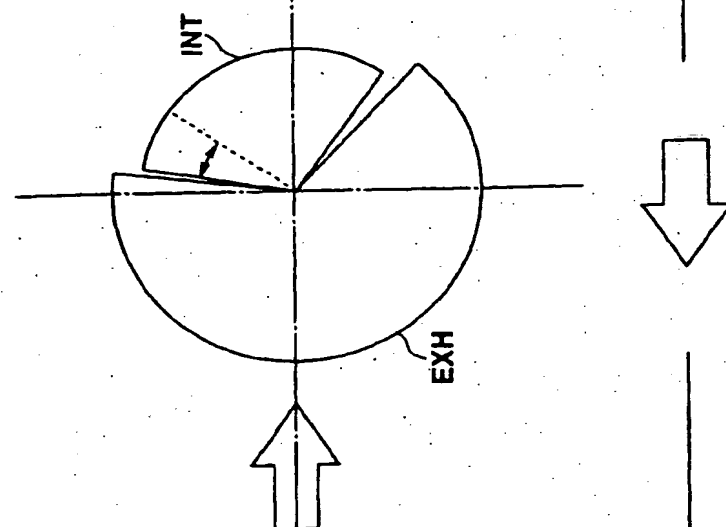


FIG.10A

LEERLAUFBETRIEBSBEREICH

